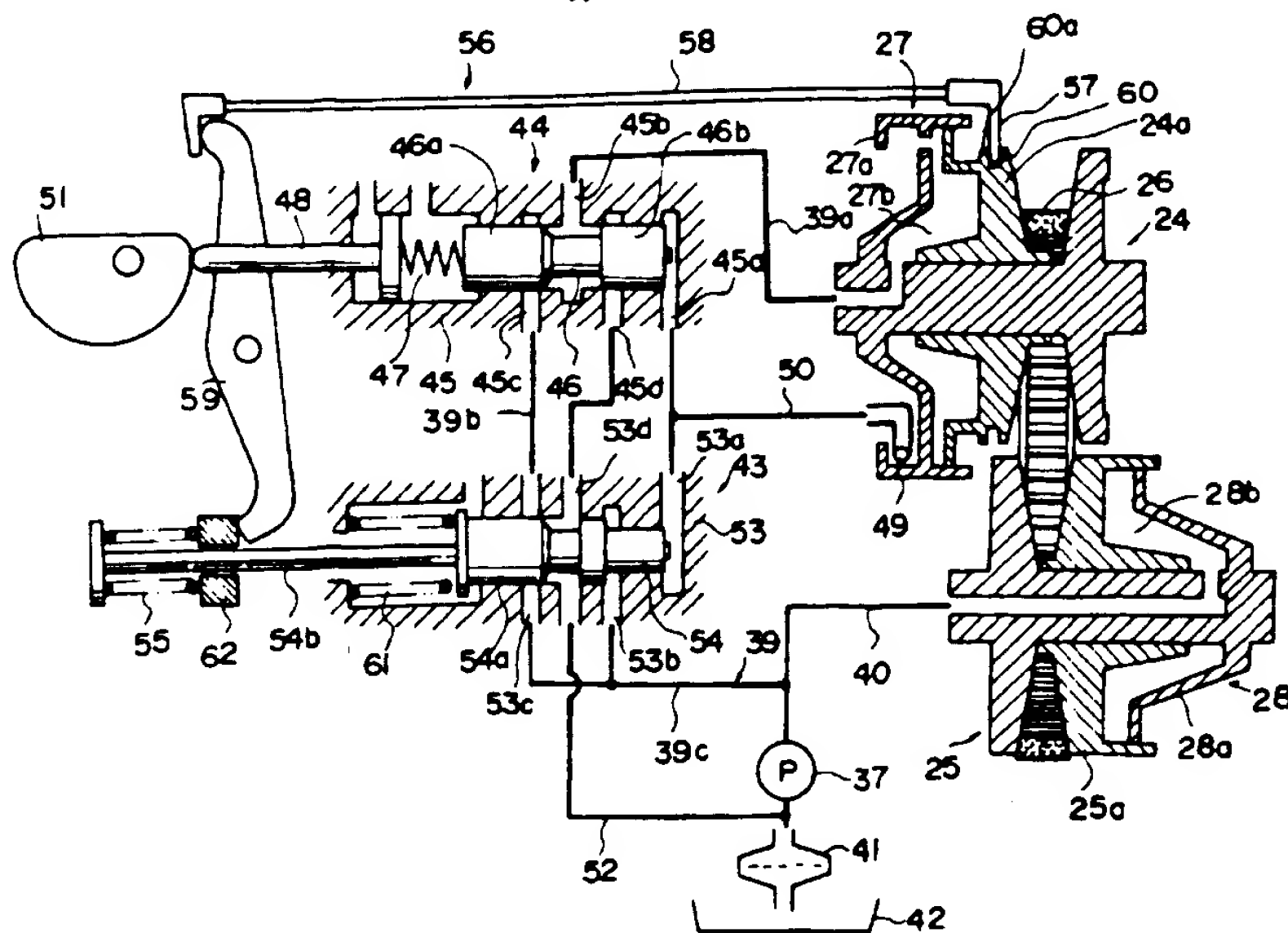


1/4/1

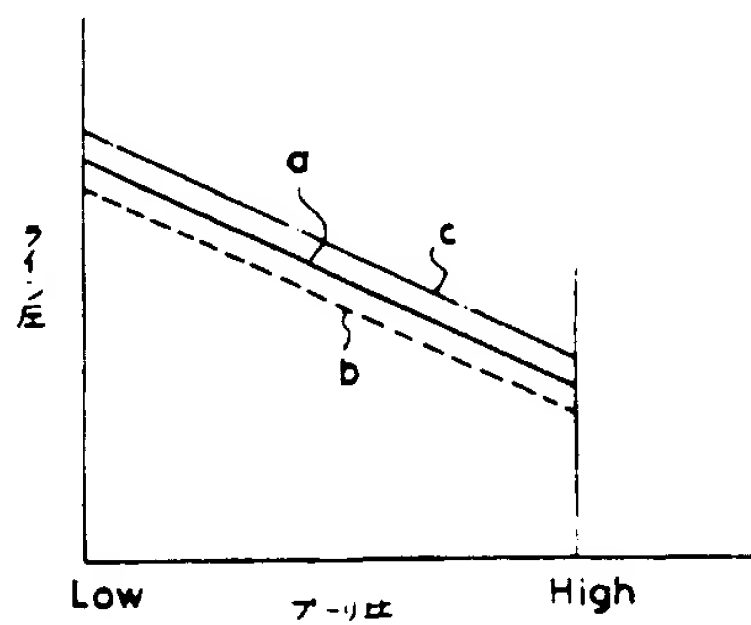
DIALOG(R) File 351:DERWENT WPI
(c) 2000 Derwent Info Ltd. All rts. reserv.

AA- 86-165930/198626 |
XR- <XRAM> C86-071213|
XR- <XRPX> N86-123558|
TI- Silicon-contg. deposition film forming process - by introducing
organo-silane deriv. gas into chamber and applying excitation energy|
PA- CANON KK (CANO)|
NC- 001|
NP- 001|
PN- JP 61099149 A 19860517 JP 84222659 A 19841022 198626 B
|
AN- <LOCAL> JP 84222659 A 19841022|
AN- <PR> JP 84222659 A 19841022|
LA- JP 61099149(6)|
AB- <BASIC> JP 61099149 A
Process includes introducing gas of silane cpd. selected from
formula (A)-(G) into deposition chamber in which support is placed, and
applying excitation energy to the gas atmosphere to form silicon
atom-contg. deposit film on the support: (where X1-X4 are each H or
halogen; and R1-R10 are each H, halogen, alkyl, or aryl).
ADVANTAGE - Energy required for decomposition of source gas is near
to that of conventionally employed silane cpds., and wide and thick
deposit film having high quality uniform and stable electric and
optical properties) can be obtd. Pref. total number of C in R1-R10 is 0
to 10, (0 to 3). Inside pressure of deposition room is pref. about 0.1
Torr. Flow rate of gasified silane cpd. is pref. 150 or 300 SCCM. (6pp
Dwg.No.0/0)|
DE- <TITLE TERMS> SILICON; CONTAIN; DEPOSIT; FILM; FORMING; PROCESS;
INTRODUCING; ORGANO; SILANE; DERIVATIVE; GAS; CHAMBER; APPLY;
EXCITATION; ENERGY|
DC- E11; G08; P84; S06|
IC- <ADDITIONAL> C23C-016/24; G03G-005/08|
MC- <CPI> E05-E01; E31-P06A; G06-E04; G06-F07|
MC- <EPI> S06-A01A2|
FS- CPI; EPI; EngPI||

第 2 図



第 3 図



⑨ 日本国特許庁 (JP)

⑩ 特許出願公開

⑪ 公開特許公報 (A)

昭59-222659

⑫ Int. Cl.³
F 16 H 9/18
11/06

識別記号

庁内整理番号
7127-3 J
7127-3 J

⑬ 公開 昭和59年(1984)12月14日

発明の数 1
審査請求 未請求

(全 6 頁)

⑭ 無段変速機の油圧制御装置

武蔵野市八幡町2-5-6

⑮ 特 願 昭58-96593

⑯ 出 願 昭58(1983)5月31日

⑰ 発 明 者 坂井康人

⑱ 出 願 人 富士重工業株式会社

東京都新宿区西新宿1丁目7番
2号

⑲ 代 理 人 弁理士 小橋信淳 外1名

明 細 書

1. 発明の名称 無段変速機の油圧制御装置

2. 特許請求の範囲

プーリ間隔可変の主プーリと副プーリ、及び両プーリの間に巻繞される駆動ベルトから成るプーリ比変換部を有する無段変速機において、上記プーリの一方の可動側プーリ半体に係合して実際の変速比を検出するフィードバックセンサ、及び該フィードバックセンサによりスプリング力を変化する圧力調整弁により、上記プーリの油圧サーボ装置に導くライン圧を変速比に応じて制御するに、上記フィードバックセンサのセンサシユを可動側プーリ半体のベルト側の面に接触させ、該接触部の摩擦の際にライン圧を高目に設定するように構成したことを特徴とする無段変速機の油圧制御装置。

3. 発明の詳細な説明

本発明はベルト式無段変速機において、伝達トルクに対応したベルト張力を保持しながらプーリ比を変換して無段変速機に速度制御を行う油圧制御装置

に関し、特に一對のプーリのいずれか一方の可動側に係合して実際の変速比を検出し、ベルト張力を調整すべくライン圧制御するフィードバックセンサと圧力調整弁に関するものである。

この種の無段変速機は、プーリ間隔可変の主プーリと副プーリ、及びそれらのプーリ相互の間に巻繞される駆動ベルトから成るプーリ比変換部が主要部になっており、これに関する油圧制御装置として従来、例えば特開昭55-65755号公報の先行技術がある。即ち、変速比の大きい低速段では伝達トルクが大きく、高速段に移行するに従って伝達トルクが小さくなる点に鑑み、実際の変速比を検出するフィードバックセンサと圧力調整弁により、ライン圧、即ちプーリ押付けによるベルト張力を上記伝達トルクの変化に対応して調整する。そして、このように調整されたライン圧を副プーリ側に供給し、且つ変速制御弁により受圧面積の大きい油圧サーボ装置を介して主プーリ側に供給又は排出して、駆動ベルトの主プーリに対する副プーリの巻回率を、即ちプーリ比又は変速比を無

段階に変換するようになっている。

ここで、上記の実感の速度比を検出するフィードバックセンサは、ロードと天秤式のレバーから成り、その一端のセンサシューが主プーリの可動側プーリ半体の周縁部に係合して、速度制御の際の可動側プーリ半体の移動を検出し、これに基づき圧力調整弁等のスプリング力を変化してライン圧を第3図の実感 α のように制御する構成になっている。ところで、この場合のセンサシューは上記先行技術によると、回転する主プーリの可動側プーリ半体の周縁部においてベルトと反対側の面にリターンスプリングにより偏装されている。そのため、このセンサシューと可動側プーリ半体の周縁部が摩耗すると、フィードバックセンサはリターンスプリングにより全体的に主プーリのベルト側、即ち高速段の速度側に変位することになり、これに伴い圧力調整弁等によりライン圧は第3図の虚線 β のように全体的に低下する。そこで、例えば、スロットル全開時にライン圧によるプーリ押付力が不足して、ベルトスリップを生じるとい

う重大な問題を招く恐れがある。

本発明は、このような従来技術に基づくフィードバックセンサの速度比検出構造の困難点に鑑み、センサシューと可動側プーリ半体との周縁部が摩耗した場合に、ライン圧の低下を防ぎ、ベルトスリップを生じないようなプーリ押付力を確保するようにした無段変速機の油圧制御装置を提供することを目的とする。

この目的のため本発明による装置は、センサシューを可動側プーリ半体周縁部においてベルト側の面に弾性的に接触するようにし、周縁部が摩耗した場合にフィードバックセンサ全体を低速段側に変位させ、圧力調整弁によりライン圧と共にプーリ押付力を高目に設定することを要旨とするものである。

以下、図面を参照して本発明の一実施例を具体的に説明する。まず第1図において本発明が適用される無段変速機の一例として、電磁動式クラッチ付無段変速機について説明すると、符号1は電磁動式クラッチ、2は無段変速機であり、無段変

速機2は大別すると前、後進の切換部3、プーリ比変換部4、増減速部5及び油圧制御部6から構成されている。

電磁動式クラッチ1はエンジンからのクランク軸7にコイル8を内蔵したドライブメンバ9が一体結合、これに対し変速機入力軸10にドリブンメンバ11が回転方向に一体的にスプライン結合し、これらのドライブ及びドリブンメンバ9、11がギャップ12を介して近接して、このギャップ12にバウダ室13から電磁動を発生するようになっている。また、ドライブメンバ9にはホルダ14を介してスリップリング15が設置され、スリップリング15に給電用のブラシ16が接触してコイル8にクラッチ電流を流すようにしてある。

こうして、コイル8にクラッチ電流を流すと、ドライブ及びドリブンメンバ9、11の間に生じる磁力線により両者のギャップ12に電磁動が鎖状に結合して集積し、これによる結合力でドライブメンバ9に対しドリブンメンバ11が滑りながら一体結合して接合した状態になる。一方、クラッチ電

流をカットすると、電磁動によるドライブ及びドリブンメンバ9、11の結合力が消失してクラッチ切断状態になる。そしてこの場合のクラッチ電流の供給及びカットを無段変速機2の切換部3をシフトレバー等で操作する際に運動して行うようにすれば、P（パーキング）またはN（ニュートラル）レンジからD（ドライブ）、L（ロー）又はR（リバース）レンジへの切換時に自動的にクラッチ1が接合して、クラッチペダル操作は不要になる。

次いで無段変速機2において、切換部3は上記クラッチ1からの入力軸10とこれに同軸上に配置されたプーリ比変換部4の主軸17との間に設けられるもので、入力軸10に一体結合する後進用ドライブギヤ18と主軸17に回転自在に嵌合する後進用ドリブンギヤ19とがカウンタギヤ20及びアイドルギヤ21を介して噛合い構成され、更にこれらの主軸17とギヤ18、19の間に切換クラッチ22が設けられる。そしてP又はNレンジの中立位置から切換クラッチ22をギヤ18側に係合すると、入力軸10に

主軸 17 が直結して D 又は L レンクの前進状態にし、切換クラッチ 22 をギヤ 19 側に係合すると、入力軸 10 の動力がギヤ 18 ないし 21 により減速運転して R レンクの前進状態にする。

ブリーヒ変換部4は上記主軸17に対し副軸23が平行配置され、これらの両軸17、23にそれぞれ主ブリー24、副ブリー25が設けられ、且つブリー24、25の間にエンドレスの駆動ベルト26が掛け渡してある。ブリー24、25はいずれも2分割に構成され、可動側ブリー半体24a、25aには油圧サーボ装置27、28が付設されてブリー間隔を可変にしてある。そしてこの場合に、主ブリー24は固定側ブリー半体24bに対して可動側ブリー半体24aを近づけてブリー間隔を順次狭くさせ、副ブリー25は逆に固定側ブリー半体25bに対し可動側ブリー半体25aを遠ざけてブリー間隔を順次広げ、これにより駆動ベルト26のブリー24、25における着付け径の比を変化して無段変速した動力を副軸23に取出すようになっている。

特設連部5は上記副輪23に中國減速ギヤ29を介

サーボ室28bのライン圧で動作するようにされ、この場合にプーリ半体24aの方がプーリ半体25aに比べてライン圧の受圧面積が大きくなっている。そして、副プーリサーボ室28bからの油路40がオイルポンプ37、フィルタ41を介して油室42に連通し、この油路40のオイルポンプ吐出側から分岐して主プーリサーボ室27bに連通する油路39に圧力調整弁43及び変速制御弁44が設けられている。

変速制御弁44は、弁本体45、スプール46、スプール46の一方に付勢されるスプリング47及びスプリング力を変化する作動部材48から成り、スプール46のスプリング47と反対側のポート45aに、主プーリ側に設けられてエンジン回転数を検出する回転センサ49からのピトー圧が油路50を介して導かれ、作動部材48にはスロットル開度に応じて回転するスロットルカム51が当接してある。また、弁本体45のポート45bはスプール46のランド46a、46bによりライン圧供給用ポート45cとドレンポート45dの一方に選択的に連通するようになっており、ポート45bが油路39の油路39aによりサー

して連結される出力軸 30 の出力ギヤ 31 に大径のファイナルギヤ 32 が噛合い、このファイナルギヤ 32 から差動機構 33 を介して左右の駆動軸の車輪 34、35 に伝動構成される。

更に油圧制御部6は主プーリ24側に、その主軸17及び入力軸10の内部を貫通してエンクンクラック軸7に直結するポンプ駆動軸36でエンクン運転中に常に油圧を生じるように油圧ポンプ37が設けられる。そしてこのポンプ油圧が油圧制御回路38で車速及びアクセルの開込みに応じたスロットル開度及びエンクン回転数等により制御されて油路39、40を介し主プーリ及び副プーリ側の各油圧サーボ装置27、28に供給され、プーリ比変換部4の無限変速制御を行うように構成される。

第2図において変速制御系について説明すると、主プーリ側の油圧サーボ装置27において可動側プーリ半体24aがピストンを兼ねてシリンダ27aに嵌合し、サーボ室27bのライン圧で動作するようにされ、副プーリ側の油圧サーボ装置28においても可動側プーリ半体25aがシリンダ28aに嵌合し、

ホ室 27b に連通し、ポート 45c が油室 39b により
圧力調整弁 43 側に連通し、ドレンポート 45d が油
路 52 により油室側に連通する。

これにより、変速制御弁44のスプール48において、ポート45aのエンジン回転数に応じたピストン圧と、スロットルカム51の回転に伴うスロットル開度に応じたスプリング力とが対抗して作用し、これら両者の関係により動作する。即ち、エンジン回転数が大きい程、又はスロットル開度が小さい程ポート45bと45cが連通して、主プーリーサーボ室27bにライン圧を導入し、変速比を減じて高減速側に変速する。

次いで圧力調整弁43は、弁本体53、スプール54、スプール54の一方に付勢されるスプリング55から成り、スプール54のスプリング55と反対側のポート53a、53bにそれぞれ油路50のピトー圧、油路39cのライン圧が導かれ、スプール54のスプリング55に主ブーリー24の可動側ブーリー半体24aに係合して実際の速度比を検出するフィードバックセンサ56が連結される。更に、ポンプ側の油路39cは、

スプール54の位置にかかわらず常に変速制御弁側の油路39bに連通している。また、ドレン側の油路52も、ポート53dに連通している。スプール54は、ピトー圧とスプリング力により左右に移動しており、スプール54のランド54a部の切欠により、ライン圧のポート53cとドレン側油路52との連通が制御されることで、ライン圧を調圧するようになっている。

フィードバックセンサ56は一端にセンサシュー57を有するロッド58の移動により回転する天秤式のレバー59から成り、センサシュー57は可動側プーリ半体24aの回転部の溝60に係合してある。一方、圧力調整弁43のスプール54においてスプリング55側にはロッド54bが弁本体53の外部に突出して一体的に形成され、このロッド54bに対し上記レバー59の一端がスプリング55、スプリング受け62を介して連結されており、これによりロッド58には常に図の左側にスプリング力が付与されてセンサシュー57を溝60のベルト側の反対面60aに接触している。

高いライン圧が導入されている側プーリサーボ室28b等でのプーリ押付力と共にベルト張力が大きくなり、低速段の大きいトルク伝達が可能となる。

次いで走り始めた後、エンジン回転数に応じたピトー圧が高くなると、変速制御弁44のスプール46が左側に移動し、ポート45b、45cの連通により主プーリサーボ室27bにもライン圧が導入される。ここで、主プーリ24の可動側プーリ半体24aは側プーリ側に比べて受圧面積が大きいので、同じライン圧であってもその可動側プーリ半体24aは前進移動してプーリ間隔を狭くするようになり、これに伴い主プーリ24のベルト押付け圧が順次大きくなって、変速比が小さい高速段側に無段階変速される。一方、このように可動側プーリ半体24aが移動して変速比を変化すると、フィードバックセンサ56のロッド58が図の右側に移動してレバー59によりスプリング55のスプリング力を増大する。そこで、かかるスプリング力と圧力調整弁43のポート53aのピトー圧の作用でスプール54がリターンスプリング61に抗して図の左側に移動するよう

また、このようなフィードバックセンサ56の構成により、可動側プーリ半体24aが移動して変速比が変化した場合に、スプール54に作用するスプリング55のスプリング力を直接変化するようになり、これに対しスプール54と弁本体53との間にリターン用スプリング61が付勢されている。

このように構成されることから、走行開始時はオイルポンプ37からの油圧が側プーリサーボ室28bに導入されるが、変速制御弁44により主プーリサーボ室27bは排油しているため、駆動ベルト26の主プーリ24に対する側プーリ25の押付け圧が最も大きく、変速比最大の低速段になる。そして、このとき主プーリ24の可動側プーリ半体24aは最も後退することから、フィードバックセンサ56のロッド58は図の左側に移動しており、これに伴い圧力調整弁43のスプリング55のスプリング力は小さくなる。そこで、リターンスプリング61によりスプール54は図の右側に移動してドレン側ポート53dが開じられて、油路39の油はドレンされないため、ライン圧を高く設定する。このため、この

になり、これによりドレン側ポート53dが開いて排圧する。そのため、ライン圧は高速段側への変速により伝達トルクが小さくなるのに対応して第3図実施例aのように低下し、これに伴いプーリ押付け力も減じる。

ところで上記変速制御作用においては、フィードバックセンサ56のセンサシュー57が回転する主プーリ24の可動側プーリ半体24aの溝60においてベルト側の反対面60aに弾性的に接触しており、これらのセンサシュー57と面60aの摩擦部が摩耗すると、ロッド58が図の左側に移動してスプリング55のスプリング力を減少する傾向になる。そこで、圧力調整弁43においては低速段側に変速したものと同一状態になって、ライン圧は第3図の一点鎖線cのように全体的に若干高目に設定される。

以上の説明から明らかなように本発明によると、フィードバックセンサ56のセンサシュー57の可動側プーリ半体24aにおける摩擦部が、従来の場合と逆のベルト側の反対面60aにされ、摩耗の際に低速段側に変速したものと同一状態になってライ

ン圧を高目に設定するので、ライン圧によるプーリ押付力が不足してベルトスリップを生じるとい
う問題は全くない。また、フィードバックセンサ
56におけるリターン用スプリング61は圧力調整弁
43に取付けられ、このスプリング61の影響を受け
ることなくスプリング55のスプリング力を変化す
るので、変速比検出精度が向上する。

4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明が適用される無段変速機の一例
を示すスケルトン図、第2図は本発明による装置
の一実施例を示す油圧回路図、第3図はプーリ比
に対するライン圧特性線図である。

1…電磁粉式クラッチ、2…無段変速機、3…
切換部、4…プーリ比変換部、5…減速部、6
…油圧制御部、7…クランク軸、24…主プーリ、
24a…可動側プーリ半体、25…副プーリ、26…駆
動ベルト、27、28…油圧サーボ装置、43…圧力調
整弁、44…変速制御弁、55…スプリング、56…フ
ィードバックセンサ、57…センサシュー、58…ロ
ッド、59…レバー、60…筒、60a…ベルト側の反

対面、61…リターンスプリング。

特許出願人

富士精工株式会社

代理人 弁理士

小 橋 信 孝

同 弁理士

村 井 道

第 1 図

